SEE FOLLOWING NOTE

PARTS OF THE ORIGINAL DOCUMENT

ARE OF POOR REPRODUCTIVE QUALITY

CERTAINES PARTIES DU DOCUMENT ORIGINAL

SONT DE PIÈTRE QUALITÉ DE REPRODUCTION

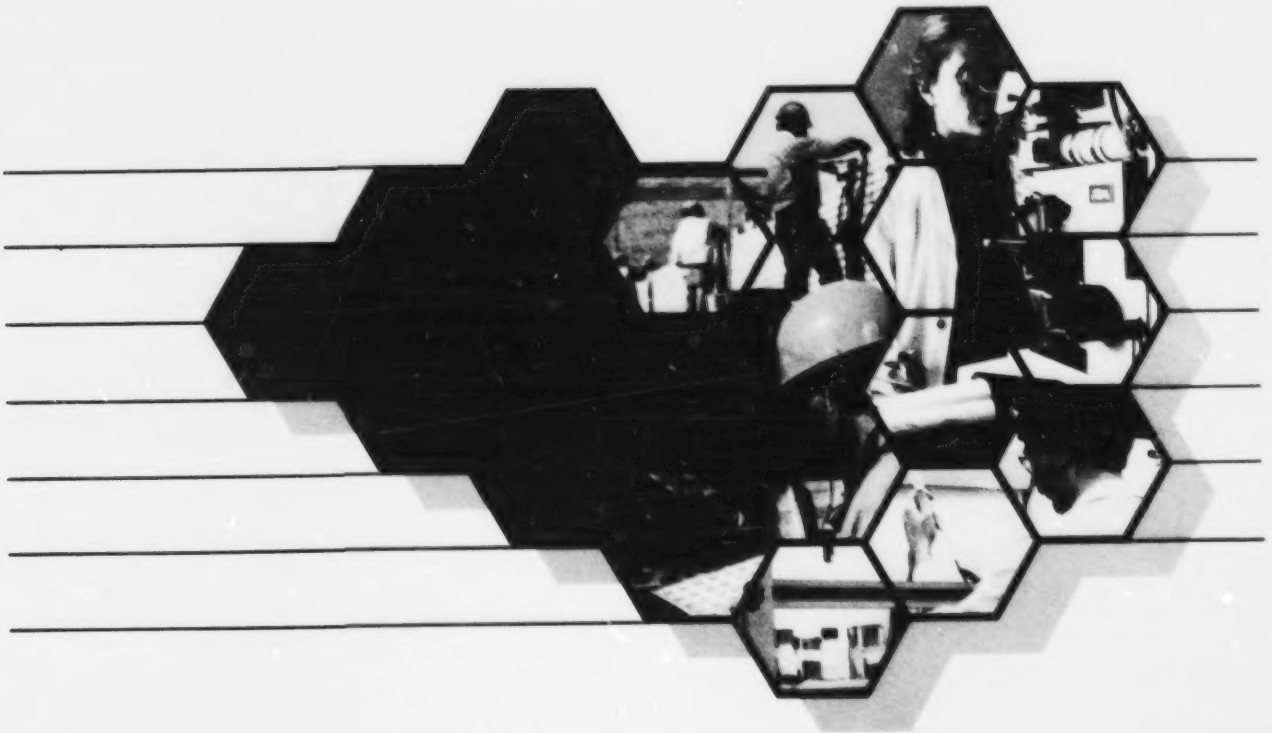
IRSST
Institut de recherche
en santé et en sécurité
du travail du Québec

Étude de faisabilité d'un siège à suspension latérale pour les débusqueuses

par Denis Turcot et Paul-Émile Boileau
Direction des laboratoires
IRSST

Juin 1988

Rapport de recherche



D. Turcot et P.-É. Boileau

Étude de faisabilité d'un siège à suspension latérale pour les débusqueuses

Facteur de risque:
L'exposition aux vibrations globales du corps.

Groupe de travailleurs concerné:
Les conducteurs de débusqueuses dans les chantiers forestiers.

Institut de recherche en santé et en sécurité du travail du Québec
505, boulevard de Maisonneuve Ouest,
Montréal (Québec) H3A 3C2
(514) 288-1551
Télécopieur: 288-0998
IRSST MTL

Cette étude a été financée par l'IRSST.
Les conclusions et recommandations sont celles des auteurs.

© Tous droits réservés IRSST
Dépôt légal
Bibliothèque nationale du Québec
ISBN 2-550-18582-X
ISSN 0820-8395

I R S S T

1.0 INTRODUCTION

Cette étude vise à vérifier la faisabilité d'un mécanisme de suspension de siège qui réduirait les vibrations latérales affectant les conducteurs de débusqueuses.

Le problème particulier de ces travailleurs a été mis en évidence par une équipe de l'IRSST lors d'une analyse de l'exposition des conducteurs de débusqueuses aux vibrations globales du corps[1]. Cette analyse a démontré que les niveaux d'exposition aux vibrations étaient généralement en excès des limites établies dans la norme de mesure ISO 2631/1[2], particulièrement dans la direction latérale.

Bien qu'il existe sur le marché des systèmes de suspension verticale permettant d'atténuer les vibrations transmises au conducteur d'un véhicule, il n'existe pas à notre connaissance de système passif qui agisse en direction latérale pour des véhicules à passager unique. Une combinaison des systèmes de suspensions transversale et verticale serait alors à considérer pour diminuer les vibrations transmises aux conducteurs de débusqueuses.

Rappelons que les débusqueuses sont utilisées pour transporter le bois du lieu d'abattage au lieu d'embarquement. Ces machines roulent sur des terrains fort accidentés et très variés. Elles sont articulées et dépourvues de suspension. Les sièges sont pour la plupart de type rigide.

Conséquemment, les accélérations mesurées au niveau du châssis de la débusqueuse et du siège du conducteur sont du type impulsionnel, c'est-à-dire qu'elles

Toutes les références sont inscrites à la page 11 du présent document.

peuvent comporter des chocs élevés. Le facteur de crête (rapport de l'accélération maximum sur l'accélération efficace calculée pour un temps d'enregistrement donné) peut d'après les mesures effectuées[1], atteindre 12.5 pour les vibrations verticales et 7 pour les vibrations transversales. Ceci indique bien le caractère impulsionnel des vibrations mesurées.

Pour diminuer les vibrations transmises au conducteur, il a été convenu, pour des raisons économiques, d'envisager des solutions n'impliquant aucune modification majeure des débusqueuses existantes, telle que l'incorporation d'une suspension primaire au véhicule ou la modification du support du châssis. Les efforts devaient donc être dirigés vers l'amélioration de sièges existants ou le design d'un nouveau siège.

On a conçu un modèle physique d'un siège à suspension latérale relativement simple afin de vérifier la faisabilité d'un système d'amortissement pour les vibrations latérales. Ce système devait être utilisé en conjonction avec un siège à suspension verticale existant.

Cette étude rapporte les résultats de simulation effectuée sur un modèle mathématique de suspension latérale afin de prédire son comportement, tant dans le domaine fréquentiel que temporel, lorsque soumis à des excitations caractéristiques de celles retrouvées en situations réelles de travail.

2.0 DESCRIPTION DU MODÈLE ET REPRÉSENTATION MATHÉMATIQUE

On a choisi un système simple à un degré de liberté consistant en une plate-forme pouvant se déplacer sur des supports linéaires entre deux paires de ressorts montés de façon concentrique sur les supports (figure 1). Un siège à suspension verticale devait par la suite être installé sur la plate-forme. Le système comporte des ressorts dont la raideur est K_y, un amortissement de type visqueux C_y, du frottement sec F_y entre la plate-forme et les supports ainsi que des arrêts élastiques de raideur K_s^y pour limiter la course. En substituant des valeurs numériques aux variables du modèle, le comportement d'un tel siège peut être simulé pour des signaux réels d'excitation. La réponse générée par le modèle mathématique du système peut donc être évaluée et optimisée en ajustant les différents paramètres du modèle physique selon la procédure décrite à la figure 2.

L'équation différentielle du mouvement[3] décrivant le modèle est non-linéaire et de second ordre et est représentée par l'équation:

$$M_o\ddot{y}_1(t) + K_y(y_1(t)-y_o(t)) + F_c + F_d + F_s = 0 \qquad (1)$$

Les forces de frottement (F_c), d'amortissement (F_d) et des arrêts élastiques (F_s) peuvent être exprimées par:

$$F_c = F_y \text{sgn}\,(\dot{y}_1(t)-\dot{y}_o(t)) \qquad (2)$$

$$F_d = C_y\,(\dot{y}_1(t)-\dot{y}_o(t))^2\,\text{sgn}\,(\dot{y}_1(t)-\dot{y}_o(t)) \qquad (3)$$

$$F_s = K_s^y S\,[y_1(t) - y_0(t) - 1/2dy.\text{sgn}\,(y_1(t)-y_o(t))] \qquad (4)$$

où:

M_o: la masse de l'opérateur ainsi que du siège à suspension verticale et de la plate-forme d'installation

K_y: la rigidité des ressorts

C_y: le coefficient d'amortissement visqueux

F_y: la force de frottement de type Coulomb

K_s^y: la rigidité des arrêts élastiques

S: une fonction dichotomique (nulle ou unitaire) dont la valeur dépend de la mise en service des arrêts élastiques

y_o, y_1: le déplacement à l'entrée et à la sortie du système respectivement

$\dot{y}_o, \dot{y}_1$: la vitesse à l'entrée et à la sortie du système respectivement

$\ddot{y}_o, \ddot{y}_1$: l'accélération à l'entrée et à la sortie du système respectivement

sgn: fonction qui donne le signe (positif ou négatif) suivant la direction du mouvement par rapport au système de référence

t: temps

dy: course totale du siège

L'équation (1) peut être linéarisée en introduisant un coefficient d'amortissement équivalent C_{eq} dont la définition est donnée par:

$$C_{eq}\dot{u}(t) = [F_y + C_y(\dot{u}(t))^2]\text{sgn}(\dot{u}(t)) \qquad (5)$$

La vitesse relative du siège $\dot{u}(t)$ découle donc du déplacement relatif du siège exprimé par:

$$u(t) = y_1(t) - y_o(t) \quad (6)$$

2.1 Solution dans le domaine fréquentiel

En utilisant les relations (5) et (6) et en posant l'hypothèse que la réponse du système (exprimée en terme du déplacement relatif) est de forme harmonique, la solution de l'équation (1) en régime permanent peut être obtenue, donnant l'amplitude du déplacement relatif par:

$$u(\ddot{y}_0,\omega) = \frac{-M_o\ddot{y}_0 + K_s^y S dy/2\ sgn(u)}{[(K_y + K_s^y S - \omega^2 M_o)^2 + (\omega C_{eq})^2]^{1/2}} \quad (7)$$

Cette équation démontre la dépendance de la réponse du système sur l'excitation à l'entrée du système ($\ddot{y}_0$) et sur la fréquence angulaire ω de l'excitation. De plus, l'amortissement équivalent C_{eq} linéarisé peut, à l'aide du principe d'équivalence de l'énergie dissipée, être exprimé par:

$$C_{eq}(u,\omega) = \frac{4F_y}{\pi\omega u} + \frac{8\ C_y\omega u}{3\pi} \quad (8)$$

Les équations (7) et (8) constituent ainsi les équations de base qui permettent de simuler la réponse en fréquences du modèle en utilisant comme excitation, le spectre en fréquences mesuré au châssis de la débusqueuse. Comme ces équations sont couplées (c'est-à-dire u étant une fonction de C_{eq}, lui-même étant fonction de u), celles-ci doivent être solutionnées numériquement par itération pour une série de paramètres K_y, K_s^y, C_y et F_y donnés. L'étude de faisabilité consiste donc à établir comment ajuster ces quatre paramètres pour que la réponse du système puisse être minimisée comparativement aux niveaux de vibrations qui ont été mesurés sur des sièges rigides[1]. Dans le domaine fréquentiel, ceci se traduit par le besoin de réduire à sa plus faible valeur la transmissibilité de l'accélération mesurée au châssis de la débusqueuse pour chaque bande de fréquence.

Pour le système représenté par l'équation (1), la transmissibilité TR exprimant le rapport de l'accélération mesurée au siège à l'accélération mesurée sur le châssis, peut pour une solution harmonique, être exprimée par l'équation suivante:

$$TR(\omega) = \frac{|\ddot{y}_1|}{|\ddot{y}_0|} = \left[\frac{\left[K_y + K_s^y S - \frac{\omega^2 K_s^y S dy}{2\ddot{y}_0}\right]^2 + (\omega C_{eq})^2}{[K_y + K_s^y S - \omega^2 M_o]^2 + (\omega C_{eq})^2}\right]^{1/2} \quad (9)$$

2.2 Solution dans le domaine temporel

Bien que pour comparer avec les limites de la norme ISO 2631/1, il suffise de générer les spectres en fréquences des accélérations caractérisant la réponse du système, l'analyse du comportement du siège en fonction du temps est également nécessaire pour étudier la réponse instantanée du système à des excitations. Cette analyse est d'ailleurs nécessaire pour déterminer les déplacements réels ou la course subie par le siège lorsque ce dernier est soumis à des sollicitations.

On a effectué l'analyse du comportement du siège dans le domaine temporel en solutionnant l'équation (1) par une méthode numérique de différences finies, notamment la méthode Runge-Kutta de 4e ordre[4]. Celle-ci consiste à remplacer l'équation (1) par les suivantes:

$$v(t) = \dot{y}_1(t) \quad (10)$$

et

$$\dot{v}(t) = \frac{-1}{Mo}\left[K_y u + F_y sgn(\dot{u}) + C_y \dot{u}^2 sgn(\dot{u}) + K_s^y S(u - dy/_2 sgn(u))\right] \quad (11)$$

où

$v(t)$: vitesse du système au temps t

$\dot{v}(t)$: accélération du système au temps t

La méthode consiste à solutionner les équations (10) et (11), afin d'obtenir la réponse du système, pour différents intervalles de temps. Ainsi, en spécifiant des conditions initiales y(0) et v(0) décrivant l'état du système au temps t = 0, la réponse du système peut-être calculée pour des temps subséquents en utilisant comme excitation, un signal de vibrations prélevé au châssis de la débusqueuse.

3.0 MÉTHODOLOGIE

Cette étude a pour but de déterminer s'il existe une combinaison possible de paramètres K_y, C_y, F_y et K_s^y, qui permettent de satisfaire simultanément les conditions suivantes:

- minimisation des niveaux de vibrations (accélérations) dans le domaine fréquentiel pour permettre le respect des limites proposées dans la norme ISO 2631/1;

- minimisation des déplacements subis par le siège dans le domaine temporel, ceci pour ne pas interférer avec l'opération normale de la machine.

Pour en arriver au choix des différents paramètres, une procédure et des logiciels ont été développés pour optimiser les valeurs que devaient prendre la force de frottement F_y et la constante d'amortissement C_y pour

que la transmissibilité des vibrations soit limitée pour deux fréquences fixées, les arrêts élastiques étant négligés. Le choix des deux fréquences est normalement effectué de façon à correspondre d'une part à la fréquence à laquelle le siège rigide transmet le niveau de vibrations le plus élevé, d'autre part, à la fréquence voisine de la fréquence naturelle du mécanisme proposé. Au préalable, la fréquence naturelle f_n doit être assumée de façon à ce qu'elle corresponde tout au plus à la fréquence dominante à atténuer, divisée par un facteur de 1.414. Pour un système à un degré de liberté, les concepts théoriques[5] dictent le choix de cette fréquence naturelle. Pour une masse M_o donnée, la rigidité des ressorts K_y requise, devient ainsi:

$$K_y = (2\pi f_n)^2 M_o \qquad (12)$$

La figure 3 présente un exemple dans lequel la fréquence naturelle du siège est fixée à 0.5 Hz tandis que la masse effective de l'opérateur agissant sur le siège en plus de la masse du siège à suspension verticale est égale à 70 kg (i.e. 5/7 X 70 kg + 20 kg). Ceci donne pour la rigidité des ressorts une valeur de 691 N/m.

On a effectué l'étude du mécanisme d'amortissement latéral pour des fréquences naturelles de 0.375, 0.50, 0.53, 0.75, 0.85 et 1.5 Hz. Le choix de ces fréquences (à l'exception de la dernière) vise à causer une atténuation des vibrations à des fréquences situées autour de 1 Hz. La masse M_o de l'opérateur et du siège à suspension verticale, est quant à elle fixée à 70 et 90 kg. La rigidité K_y des ressorts peut ainsi être variée entre environ 400 et 8000 N/m.

On a évalué la transmissibilité prédite par le modèle du siège à 0.89 Hz en fonction de la transmissibilité prédite à 0.50 Hz. La première fréquence correspond à la fréquence dominante enregistrée sur un siège rigide en direction latérale, tandis que la deuxième correspond à la fréquence naturelle du mécanisme d'amortissement latéral. Différentes courbes sont présentées dans la figure 3 pour différentes forces de frottement F_y, chacun des points composant ces courbes ont une valeur correspondante pour la constante d'amortissement C_y.

On a effectué la sélection des paramètres en choisissant sur le graphique les points pour lesquels la transmissibilité ne dépassait pas les limites proposées dans la norme ISO 2631/1 aux deux fréquences fixées. Comme cette limite n'existe pas pour des fréquences inférieures à 0.85 Hz, la limite utilisée à ces fréquences a été choisie de façon à ce que les niveaux de vibrations ne dépassent pas les résultats enregistrés sur un siège rigide. La figure 3 indique qu'aucune combinaison ne permet le respect simultané des deux limites. Dans de tels cas, la sélection des paramètres peut cependant être faite de façon à ce que les transmissibilités soient le plus près possible du point d'intersection des limites fixées pour les deux fréquences.

Après calcul des paramètres K_y, F_y et C_y, les équations incluant les arrêts élastiques sont solutionnées en faisant varier la rigidité K_s^y des arrêts pour améliorer la réponse du système, particulièrement touchant les déplacements. Pour ce faire, la distance dy entre les butées doit être fixée selon l'amplitude des déplacements désirés.

Enfin, la réponse temporelle du système est évaluée en substituant dans les équations (10) et (11) les quatre paramètres sélectionnés. La solution de ces équations permet de déterminer le déplacement relatif et l'accélération à des intervalles de temps de 8 ms. L'excitation du système est prise à même des signaux analogiques vibratoires d'accélération mesurés sur le châssis des débusqueuses. Ces derniers doivent être numérisés et intégrés pour être insérés dans les équations.

La solution des équations dans le domaine temporel sert à évaluer de quel ordre de grandeur peuvent être les déplacements latéraux du siège soumis à des excitations réelles, devenant ainsi le test ultime servant à déterminer si les paramètres choisis peuvent être acceptables.

La procédure entière est répétée pour différentes valeurs de fréquence naturelle f_n et masse M_o ainsi que pour différentes fréquences servant de repère pour la transmissibilité. La figure 4 présente un exemple concret où apparaissent les courbes générées tout au long de la procédure.

4.0 RÉSULTATS

En fixant dans les équations des valeurs pour trois des quatre paramètres K_y, C_y, F_y et K_s^y, l'influence du quatrième paramètre sur la réponse globale du système peut être évaluée. Ainsi, on peut remarquer que c'est la force de frottement F_y qui a le moins d'effet sur les niveaux de vibrations enregistrés au siège et sur la transmissibilité du siège. L'augmentation du frottement a pour effet de réduire les niveaux de vibrations près de la fréquence de résonance mais d'augmenter les niveaux aux fréquences supérieures. Dans l'ensemble, une force de frottement variant entre 2 et 10 N semble être des plus favorables pour optimiser la réponse du modèle. Une force de frottement plus grande peut provoquer un talonnement de la suspension, reproduisant ainsi un comportement semblable à celui d'un siège rigide.

L'augmentation de la constante d'amortissement C_y a quant à elle pour effet de diminuer la transmissibilité des vibrations au siège tout en causant une légère diminution de la fréquence de résonance du système. Ceci a par conséquent pour effet d'augmenter le déplacement relatif du siège et ainsi de produire un effet contraire à celui escompté. Cependant, l'analyse dans le domaine temporel permet de constater d'importantes diminutions dans les niveaux instantanés de vibrations, ou chocs,

lors de l'accroissement de l'amortissement. Dans certains cas, le facteur de crête peut être réduit de trois fois sa valeur initiale. De façon générale, la variation de la constante d'amortissement entre 10^3 et 10^4 Ns^2/m^2 semble produire les meilleurs résultats.

Quant à la rigidité K_y des ressorts, les résultats démontrent que son accroissement cause une augmentation de la transmissiblité du système et un déplacement de la fréquence de résonance du siège vers des fréquences supérieures. De plus, un faible accroissement des niveaux crêtes d'accélération est noté. Par contre, l'augmentation de la rigidité permet de réduire le déplacement relatif ou course de la suspension.

De même que pour la rigidité K_y du système, l'augmentation de la rigidité K_s^y des arrêts élastiques provoque une réduction de la course du siège mais une augmentation des niveaux de vibrations. L'analyse du système démontre que pour atteindre 15 cm de déplacement relatif de part et d'autre de l'axe central du siège, la rigidité des arrêts doit être fixée à plus de 10^4 N/m. Non seulement le déplacement relatif résultant est-il encore trop élevé, mais l'accroissement de la rigidité K_s^y a pour effet de tripler les niveaux efficaces d'accélération dans certains cas. Dans l'ensemble, des valeurs de rigidité K_s^y variant entre 500 et 15 000 N/m ont été utilisées lors des essais de simulation, tout en fixant à 10 cm la course totale du siège.

À chaque valeur des fréquences naturelles, on a effectué des essais de simulation pour un grand nombre de groupes de paramètres K_y, F_y, C_y et K_s^y. Aux trois plus basses fréquences naturelles, plus de trente groupes de paramètres physiques ont fait l'objet d'étude.

D'une part, dans l'ensemble, les résultats des simulations démontrent que pour maintenir les niveaux de vibrations transmises au siège en deçà des limites de la norme ISO 2631/1, les paramètres doivent être choisis de façon à permettre des niveaux de vibrations significativement élevés à des fréquences inférieures à environ 0.9 Hz, fréquences pour lesquelles aucune limite n'est définie. À ces fréquences, qui sont elles-mêmes probablement responsables des problèmes reliés au "mal des transports"[6], les niveaux de vibrations peuvent alors atteindre jusqu'à trois fois les niveaux de vibrations enregistrés sur les sièges rigides. De plus, le déplacement relatif du siège devient considérablement élevé dans la majorité des cas, dépassant la valeur de 10 cm fixée au départ pour maintenir une certaine stabilité d'opération pour le conducteur.

D'autre part, les résultats indiquent que lorsqu'il s'agit de maintenir les niveaux de vibrations en deçà des niveaux enregistrés sur des sièges rigides pour des fréquences inférieures à 0.9 Hz, les paramètres requis provoquent une amplification des niveaux de vibrations à des fréquences excédant 1 Hz. Généralement, ceci se traduit par un non-respect des limites de la norme sur une gamme de fréquences pouvant s'étendre à quelques Hertz. Dans de tels cas, le déplacement relatif peut cependant être mieux contrôlé. En somme, trois situations ressortent des résultats présentés au tableau 1:

Cas I:
. niveaux de vibrations excédant les niveaux enregistrés sur des sièges rigides pour quelques fréquences, dépendant du choix de la fréquence naturelle du siège;

. respect des limites de la norme pour les fréquences supérieures à 0.9 Hz;

. déplacement relatif du siège considérable.

Problèmes:
- risque de difficultés reliées au " mal des transports " causées par des niveaux élevés de vibrations à basses fréquences (inférieures à 1.0 Hz);

- stabilité du conducteur affectée par les grands déplacements du siège.

Cas II:
. niveaux de vibrations égaux ou inférieurs aux niveaux mesurés sur des sièges rigides;

. non-respect des limites de la norme à quelques fréquences excédant 0.9 Hz;

. déplacement relatif du siège qui pourrait être " tolérable ".

Problèmes:
- situation semblable au cas des sièges rigides présentement utilisés.

Cas III:
. niveaux de vibrations qui pourraient excéder les niveaux mesurés sur des sièges rigides pour quelques fréquences;

. niveaux de vibrations qui pourraient excéder les limites de la norme;

. déplacement relatif pouvant être considérablement élevé.

Problèmes:
- soulève des difficultés qui n'étaient pas présentes lors de l'utilisation de sièges rigides (i.e. niveaux de vibrations plus élevés, déplacements excessifs).

Aucune combinaison de paramètres ne peut alors rencontrer à la fois les trois exigences suivantes pour la gamme de fréquences considérée:

1) maintien des niveaux de vibrations en deçà des niveaux enregistrés sur les sièges rigides;
2) maintien des niveaux de vibrations en deçà des limites de la norme ISO 2631/1;
3) production d'un déplacement relatif "raisonnable", typiquement inférieur à 10 cm.

Ces résultats remettent donc sérieusement en question l'utilisation d'un mécanisme à suspension passive pour réduire les vibrations latérales sur les débusqueuses. Seul le cas II n'introduit pas de nouveaux problèmes par rapport à la réponse des sièges rigides. Cependant, même ce type de mécanisme n'apporterait pas de gains substantiels sur les niveaux de vibrations latérales. Son adoption au détriment d'un siège rigide ne saurait être justifié. D'autant plus que l'incorporation d'un siège à suspension verticale dans les débusqueuses impose déjà une contrainte importante face aux limitations d'espace dans les cabines. Le problème d'espace serait d'autant plus accentué par l'introduction d'une suspension latérale.

5.0 CONCLUSION

Les résultats suggèrent que le mécanisme de suspension latérale ne saurait être efficace pour réduire l'exposition aux vibrations latérales sur les débusqueuses. La difficulté réside dans le besoin d'atténuer les vibrations de faibles fréquences, associé au fait que le déplacement ou la course du siège ne doivent pas être trop grand.

L'étude du modèle ne permet pas de déterminer une combinaison de paramètres qui pourraient à la fois permettre une atténuation considérable des vibrations enregistrées sur des sièges rigides, tout en maintenant un déplacement du siège qui ne nuirait pas à la bonne conduite du véhicule. Il est démontré que l'incorporation d'une suspension latérale pourrait tout au plus reproduire le comportement du siège rigide, en plus de réduire potentiellement les chocs ressentis par l'opérateur mais non sans créer des conditions difficiles à la conduite du véhicule.

Bien que le modèle étudié n'ait été qu'un modèle simple à un degré de liberté, les résultats ne suggèrent pas la poursuite de l'étude pour inclure des modèles plus complexes comportant plusieurs degrés de liberté. Il est à prévoir que tout système passif serait susceptible d'avoir un comportement similaire.

Enfin, des mécanismes plus complexes d'atténuation (e.g. suspension active) pourrait avoir plus de chances de succès que le mécanisme passif. Toutefois, les coûts considérables de tels systèmes, ainsi que le besoin d'un système sûr et robuste pour opérer dans un environnement difficile pourrait prohiber le choix de tels mécanismes pour les débusqueuses. Toutefois, l'incorporation d'un siège à suspension verticale sur les débusqueuses pourrait réduire sensiblement les vibrations latérales tout en causant l'atténuation escompté en direction verticale. La réponse de ce siège pourrait potentiellement être améliorée par l'incorporation d'un coussin dont la composition des matériaux et la raideur permettraient une certaine atténuation des vibrations latérales.

Références citées:

1. Boileau, P.-É., Scory, H.: L'exposition des opérateurs de débusqueuses à des vibrations globales du corps. Rapport de recherche, Montréal, IRSST, 1986 11p.

2. Norme internationale ISO 2631/1. Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration - Part I: General Requirements. 1985-05-15.

3. Rakeja, S. Computer Aided Dynamic Analysis and Optimal Design of Suspension Systems for Off-Road Tractors. Thèse de doctorat. Faculté de génie et des sciences de l'informatique. Université Concordia, Montréal, Québec, 1983. 354 pp.

4. Derrick, W.R., Grossman, S.I. Elementary Differential Equations with Applications. Édition Addison-Wesley, Mai 1978. pp. 338-367.

5. Harris, C.M., Crede, C.E. Shock and Vibration Handbook. Deuxième édition. McGraw-Hill, 1976, pp. 2-1 - 2-27.

6. Norme internationale ISO 2631/3. Estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales verticales du corps dans la gamme de fréquences 0.1 à 0.63 Hz suivant l'axe des Z. Première édition. 1985-05-01.

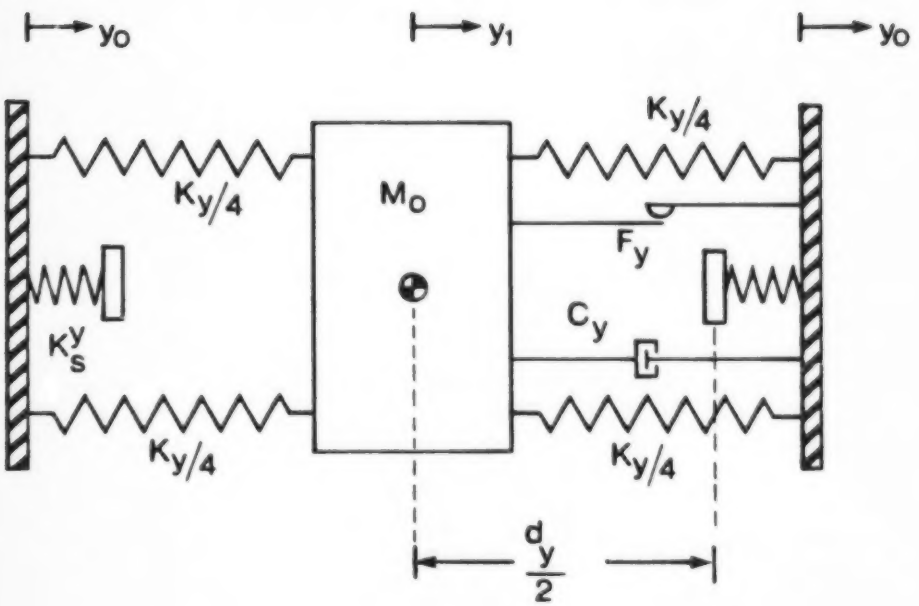


Figure 1: Modèle d'un mécanisme de suspension latérale de siège

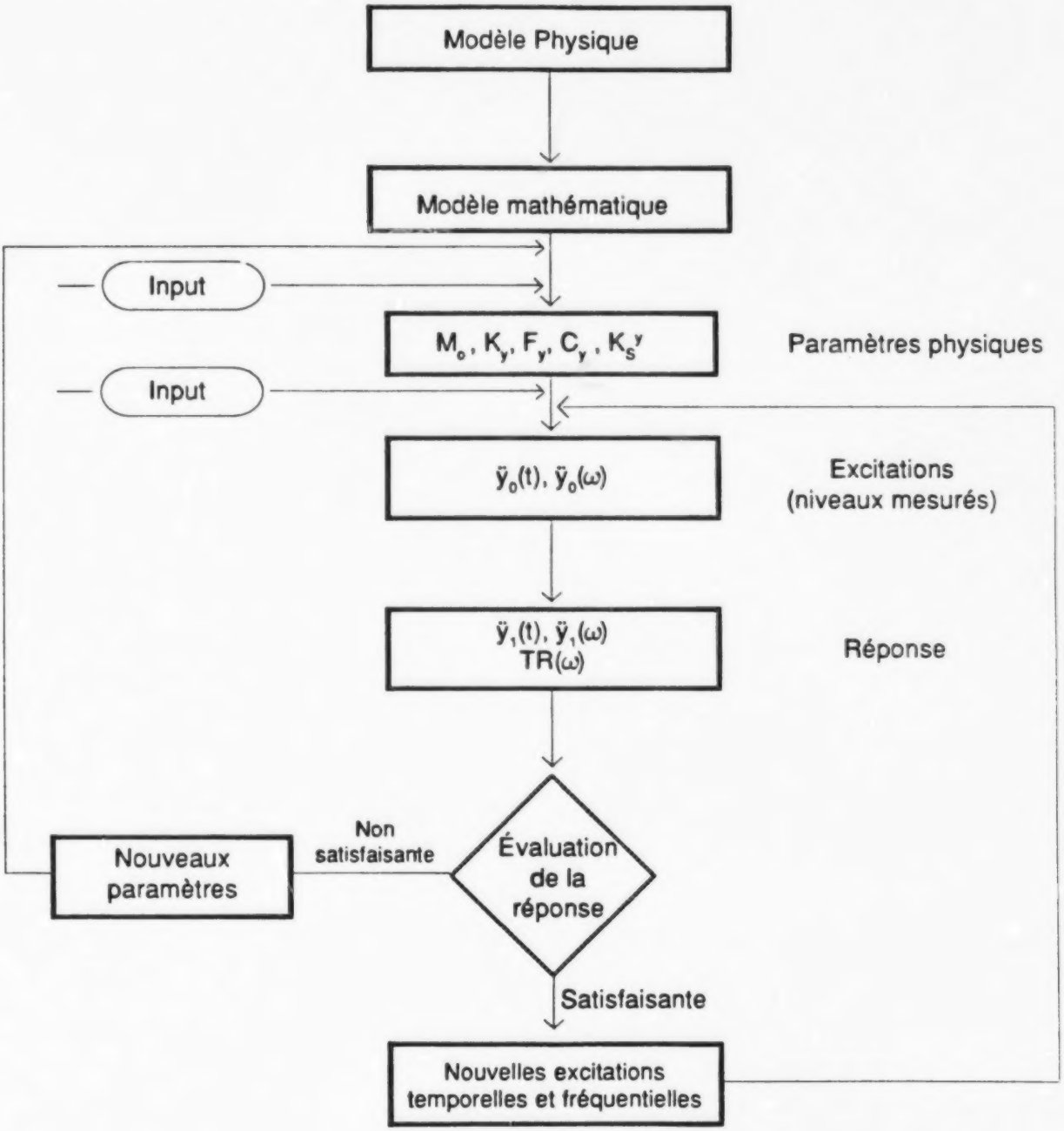


Figure 2: Procédure d'évaluation et d'optimisation de la réponse du système dans les domaines fréquentiels et temporels

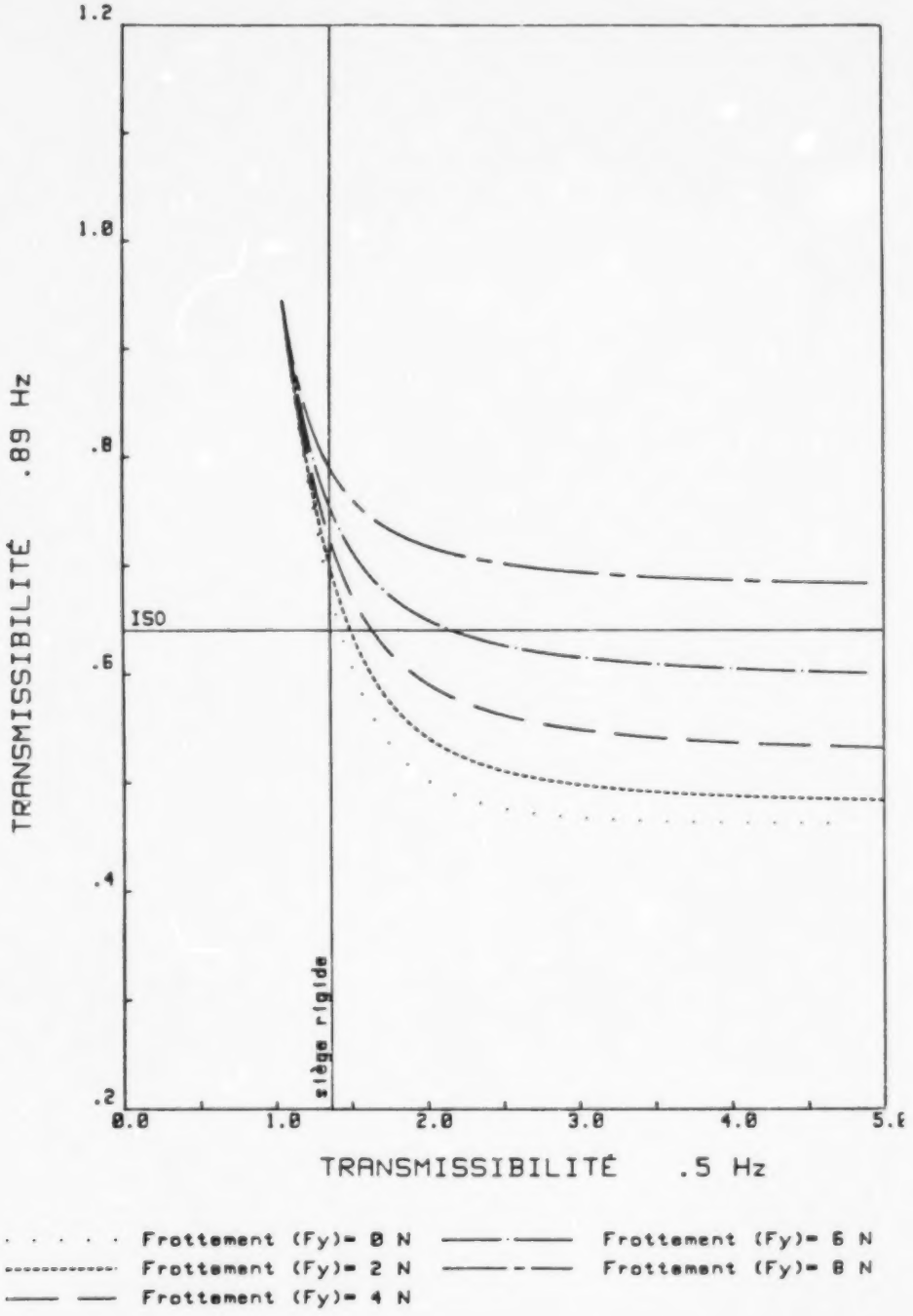
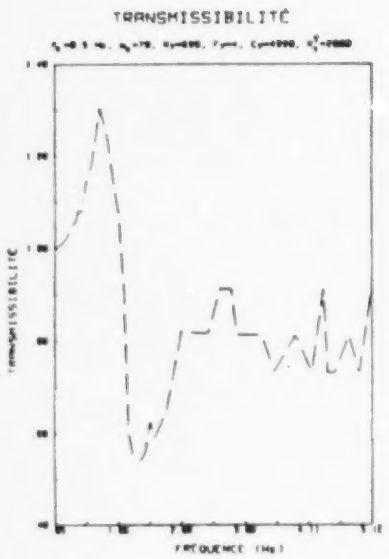
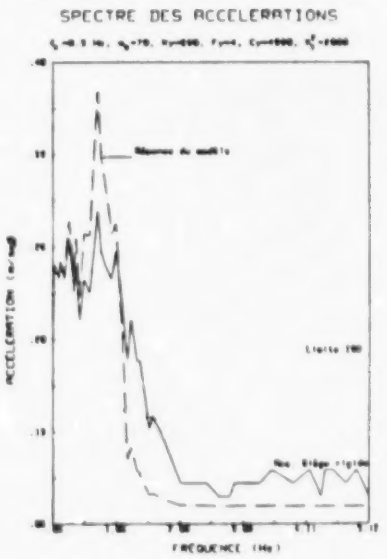
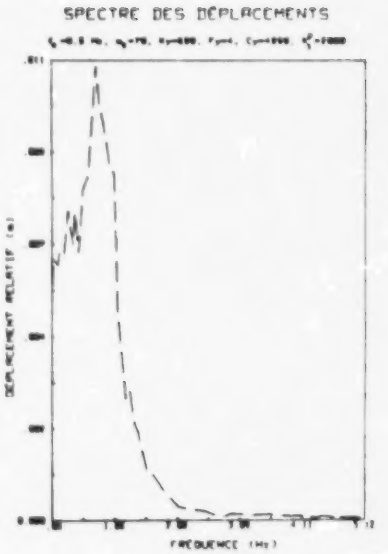


Figure 3: Méthode de détermination de la force de frottement F_y et de la constante d'amortissement C_y pour un cas où la fréquence naturelle est fixée à 0.50 Hz et la masse M_o à 70 kg

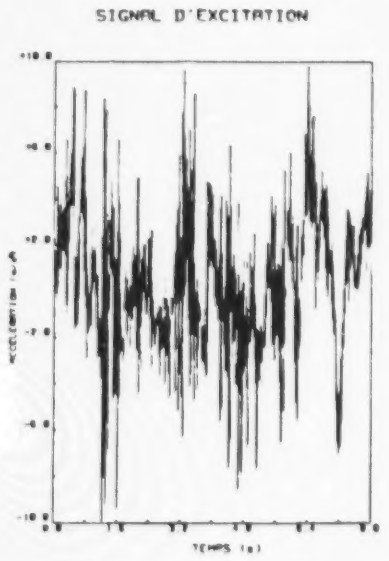
(a) ANALYSE FRÉQUENTIELLE DU MODÈLE

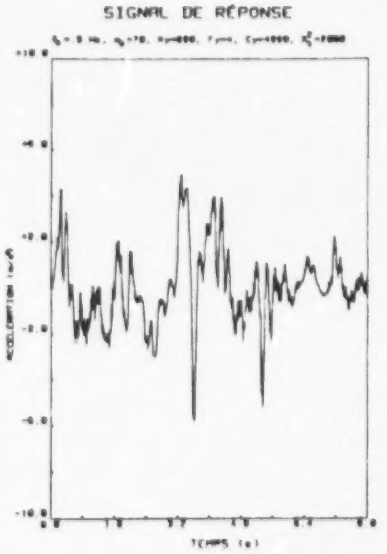






(b) ANALYSE TEMPORELLE DU MODÈLE





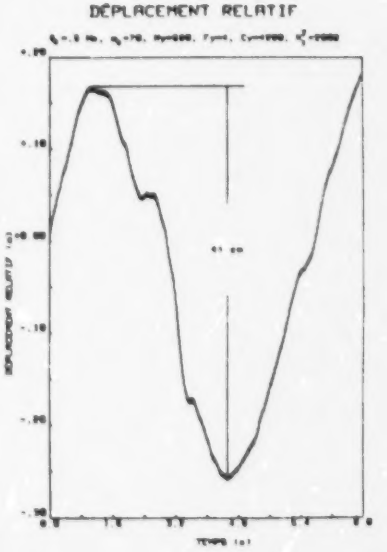


Figure 4: Réponse (a) fréquentielle et (b) temporelle du modèle pour la combinaison de paramètres spécifiés

TABLEAU 1: RÉSULTATS DE SIMULATIONS ILLUSTRANT LE COMPORTEMENT PRÉVU POUR DES CARACTÉRISTIQUES DIFFÉRENTES DE SUSPENSIONS LATÉRALES

CARACTÉRISTIQUES DU SIÈGE	PARAMÈTRES PHYSIQUES K_y (N/m)	F_y (N)	C_y Ns^2/m^2)	$K_s{}^y$ (N/m)	SPECTRE EN FRÉQUENCES f* (siège rigide) coupure (Hz)	f** (ISO) coupure (Hz)	Amplification max. p.r. au siège rigide	DÉPLACEMENT RELATIF CRÊTE À CRÊTE (mm)	CAS
Rigide	-	-	-	-	N/A	1.70	1.0	-	II
f_n = 0.375 Hz	500	4	3210	-	0.55	N/A	1.3 (0.24 Hz)	790	I
M_o = 90 kg	500	4	6920	-	0.55	N/A	1.2 (0.24 Hz)	840	I
	500	4	9500	-	0.55	1.11	1.1 (0.24 Hz)	870	III
	500	4	9500	1000	0.82	1.13	1.2 (0.48 Hz)	670	III
	500	4	9500	5000	N/A	1.13	1.0 (0.77 Hz)	430	II
f_n = 0.50 Hz	690	4	1870	-	0.70	N/A	1.6 (0.48 Hz)	590	I
M_o = 70 kg	690	4	6990	-	0.70	1.16	1.2 (0.39 Hz)	700	III
	690	4	6990	2000	1.11	1.22	1.2 (0.77 Hz)	490	III
	690	4	4200	4000	N/A	1.20	1.0 (0.77 Hz)	320	II
f_n = 1.5 Hz	8000	4	3180	-	2.08	2.03	3.6 (1.50 Hz)	140	III
M_o = 90 kg	8000	4	6440	-	2.08	2.03	2.6 (1.50 Hz)	220	III

NOTE: Les cas de non-applicabilité N/A indiquent qu'il y avait sur toute la gamme de fréquences considérées soit le respect de la norme ISO 2631/1 ou le maintien des niveaux à égalité ou sous les niveaux mesurés pour un siège rigide.

* f_{coupure} (siège rigide): fréquence au delà de laquelle les niveaux de vibrations devenaient à égalité ou inférieurs aux niveaux mesurés pour un siège rigide.

** f_{coupure} (ISO): fréquence au delà de laquelle les niveaux de vibrations devenaient à égalité ou inférieurs à la limite de la norme ISO 2631/1.